感度解析を用いた振動システムの同定*

(第3報, ばねで支持された剛体系への適用 その2)

鞍谷 文保^{*1}, 藤川 猛^{*2}, 沖田 耕三^{*1}

The Identification of Vibration Systems Using a Sensitivity Analysis (3rd Report, Application to a Rigid Body Structure Supported by Elastic Mounts)

Fumiyasu KURATANI, Takeshi FUJIKAWA, and Kozo OKITA

For the optimum design of a vibration isolation system which consists of a rigid body and elastic mounts, it is important to know accurately the design Parameters (i. e., mass, the location of the center of gravity, the moment of inertia, the principal axis of inertia of the rigid body, and the spring constant and location of the support of the elastic mounts). In this paper, the authors propose a method of direct identification of these design parameters using sensitivity analysis and experimental data. The outline of this method is as follows: first, a vibration model is set up and eigenvalue and sensitivity analyses are carried out, and then the modal parameters are repeatedly modified by changing the design parameters appropriately based on the sensitivity values in order to correspond to the experimental data. A rigid body model and a compressor mount system are examined to verify the usefulness of this method. Furthermore, a design modification for a compressor mount system is applied by changing the location of the supports and tuning the natural frequencies of the vibration system in order to avoid resonance.

Key Words: Vibration, System Identification, Sensitivity Analysis, Rigid Body, Modal Parameter, Vibration Isolation System

1. ま え が き

一般に機械の防振支持設計では、対象とする機械を剛体とみなし、その剛体を弾性支持した系の固有振動数が問題となる加振振動数より少なくとも $1/\sqrt{2}$ 以下、加振振動数が多数ある場合には、その谷間になるように弾性体の支持位置、支持方向およびばね定数を選定することになる。その場合に、支持位置を選定する目安は、各自由度が非連成となる位置を支持することであるが、そのためには防振支持すべき機械の重心位置や慣性主軸方向が既知でなければならない⁽¹⁾。ところで、通常、機械は形状や質量分布が複雑であるため、設計図面から重心位置はもちろん慣性主軸方向を算定することは、労力が大変であり、誤差も生じやすい。

そこで、実験的に重心位置、慣性主軸を算定する方法が考案されている。例えば、機械を自由状態にして、打撃試験で得た情報を基に重心位置、慣性主軸を算定

する大久保ら⁽²⁾の方法があるが、重量機械の場合には自由状態に設置するのが困難となる場合がある。また、弾性支持した系の伝達関数から慣性行列を同定し、その慣性行列の要素を用いて慣性主軸等を推定する長松⁽³⁾や仏円ら⁽⁴⁾の方法もあるが、慣性主軸方向、主慣性モーメントを直接同定することはできない。

ところで、著者らは前報⁽⁵⁾で弾性支持された剛体系の重心位置およびある規定した軸に関する慣性モーメント、慣性乗積を直接物理定数の形で同定する方法を提示したが、慣性主軸の直接同定には至らなかった。しかし、防振支持設計に応用しようとする場合には、慣性主軸方向、主慣性モーメント等を独立な設計変数として扱うことが望ましい。そこで本報では、重心位置、支持弾性体のばね定数はもちろん、前報では算定が不可能であった慣性主軸方向および主慣性モーメントを直接物理定数の形で同定する手法を提示する。そして、本手法を実際の剛体系に適用し、その妥当性を確認し、さらに適用例として、適正な固有振動数を持つ防振支持系を設計した結果についても触れる。

2. 同定手法の考え方

2・1 同定理論 本報では図1に示すような六自由度系モデルを取り上げる。通常、このようなモデル

* 昭和63年7月15日 東海支部浜松地方講演会において講演、原稿受付 昭和62年12月14日。

^{*1} 正員、兵庫県立工業試験場 (〒654 神戸市須磨区行平町3-1-12)。

^{*2} 正員、(株)神戸製鋼所要素技術センター (〒653-02 神戸市西区高塚台1-5-5)。

の振動解析では、質量、慣性主軸方向(オイラー角を用いて表現する)、主慣性モーメント、重心位置、ばね定数、支持位置等の設計変数(以下モデル定数と呼ぶ)を与えて固有値解析を行い、固有振動数、振動モード形等のモード特性を求める。しかし本報では、逆にいくつかの固有振動数、振動モード形を与えて、慣性主軸、ばね定数等のモデル定数を同定する手法について考える。まず、このモデルでは、重心位置が未知であるため、運動方程式を重心座標系で考えることができない。したがって、空間に固定した固定座標系で運動方程式を考える。今、図1に示すように固定座標系をO-XYZ, 同定計算の初期値として与えられる重心位置G(G_x, G_y, G_z)を原点とし、慣性主軸 ξ, η, ζ を座標軸とする重心座標系をG- $\xi\eta\zeta$ とする。さらに、剛体の質量をM, ξ, η, ζ 軸回りの慣性モーメントを J_ξ, J_η, J_ζ , 重心Gを原点とし、固定座標系に平行な座標系において ξ, η, ζ 軸方向を定めるオイラー角を ϕ, θ, ψ とする。ここで、重心の ξ, η, ζ 軸方向の並進変位を ξ_G, η_G, ζ_G , 軸回りの回転変位を ϕ_G, θ_G, ψ_G とすれば、重心座標系における慣性力ベクトル F_G は、

$$F_G = -[M]\ddot{U}_G \quad (1)$$

ここで、

$$F_G = \{f_{G\xi}, f_{G\eta}, f_{G\zeta}, M_{G\xi}, M_{G\eta}, M_{G\zeta}\}^T$$

$$U_G = \{\xi_G, \eta_G, \zeta_G, \phi_G, \theta_G, \psi_G\}^T$$

$$[M] = \begin{bmatrix} M & & & & & \\ & M & & & & \\ & & M & & & \\ & & & J_\xi & & \\ & & & & J_\eta & \\ & & & & & J_\zeta \end{bmatrix}$$

となる。また、この重心座標系における慣性力ベクトル F_G は、式(2)のように、オイラー角による座標変換行列 $[T_E]^{(6)}$, 重心座標による座標変換行列 $[T_G]$ を用いて、固定座標系における慣性力ベクトル F_m に変換できる。

ただし、 U は固定座標系における変位ベクトルである。

$$F_m = -[T_G]^T [T_E]^T [M] [T_E] [T_G] \ddot{U} \quad (2)$$

ここで、

$$F_m = \{f_{mx}, f_{my}, f_{mz}, M_{mx}, M_{my}, M_{mz}\}^T$$

$$U = \{x, y, z, \phi, \theta, \psi\}^T$$

$$[T_E] = \begin{bmatrix} T_\phi & 0 \\ 0 & T_\theta \end{bmatrix}, \quad [T_E]: \text{オイラー角による座標変換行列}$$

$$[T_G] = \begin{bmatrix} I & T_g \\ 0 & I \end{bmatrix}, \quad [T_g] = \begin{bmatrix} 0 & G_z & -G_y \\ -G_z & 0 & G_x \\ G_y & -G_x & 0 \end{bmatrix}$$

$[I]$: 単位行列

次に、弾性体の弾性主軸方向が固定座標系と一致しているとする。その場合に、弾性体 k_i のX, Y, Z方向のばね定数を k_{ix}, k_{iy}, k_{iz} , 支持位置を L_{ix}, L_{iy}, L_{iz} , 支持位置におけるX, Y, Z軸方向の変位を x_{ki}, y_{ki}, z_{ki} とすると、弾性力ベクトル F_s は、

$$F_s = -[K]U_k \quad (3)$$

ここで、

$$F_s = \{f_{k1x}, f_{k1y}, f_{k1z}, \dots, f_{kix}, f_{kiy}, f_{kiz}, \dots, f_{knx}, f_{kny}, f_{knz}\}^T$$

$$U_k = \{x_{k1}, y_{k1}, z_{k1}, \dots, x_{ki}, y_{ki}, z_{ki}, \dots, x_{kn}, y_{kn}, z_{kn}\}^T$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_{1x} & & & & & \\ & k_{1y} & & & & \\ & & k_{1z} & & & \\ & & & \ddots & & \\ & & & & k_{ix} & \\ & & & & & k_{iy} \\ & & & & & & k_{iz} \\ & & & & & & & \ddots \\ & & & & & & & & k_{nx} \\ & & & & & & & & & k_{ny} \\ & & & & & & & & & & k_{nz} \end{bmatrix}$$

となる。この弾性力ベクトル F_s は、式(4)のように座標変換行列 $[T_K]$ を用いて、固定座標系における弾性力ベクトル F_k に変換することができる。

$$F_k = -[T_K]^T [K] [T_K] U \quad (4)$$

ここで、

$$F_k = \{f_{kx}, f_{ky}, f_{kz}, M_{kx}, M_{ky}, M_{kz}\}^T$$

$$[T_K] = \begin{bmatrix} I & T_{s1} \\ & \vdots \\ I & T_{si} \\ & \vdots \\ I & T_{sn} \end{bmatrix},$$

$$[T_{si}] = \begin{bmatrix} 0 & L_{iz} & -L_{iy} \\ -L_{iz} & 0 & L_{ix} \\ L_{iy} & -L_{ix} & 0 \end{bmatrix}$$

したがって、式(2), (4)より、図1に示すモデル

図1 剛体系モデル

の固定座標系における自由振動方程式は、次式となる。

$$\bar{m}\ddot{U} + \bar{k}U = 0 \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、

$$\begin{aligned} \bar{m} &= [T_c]^T [T_e]^T [M] [T_e] [T_c] \\ \bar{k} &= [T_k]^T [K] [T_k] \end{aligned}$$

通常の振動解析では、式(5)に対応する固有方程式

$$\bar{k}N_j = \lambda_j \bar{m}N_j \quad \dots\dots\dots (6)$$

の固有値問題を解くことにより、6組の固有値 λ_j 、固有ベクトル N_j の対を求めることになるが、本報では、対象とする振動系の固有振動数、振動モード形を与えて、慣性主軸、重心位置等のモデル定数を同定することを目的としており、以下その手法について説明していく。手法としては、既報^{(5),(7)}までと同様に感度解析を用いる方法を採用し、以下のように行う。

(1) 振動系を表すモデルを図1のように構築し、同定すべきモデル定数(以下モデル変数と呼ぶ)および目標とするモーダルパラメータ(以下目標と呼ぶ)を選定、設定する。

(2) モデル変数の初期値を与えて、固有値解析、感度解析を行い、モーダルパラメータおよびモーダルパラメータ感度を算出する。

(3) 算出した感度を用いて、初期モデル変数を変更したときのモーダルパラメータを予測し、その予測値と目標値との偏差を最小にするようなモデル変数の修正量を求める。

(4) 修正されたモデル変数を用いて、同様の過程を収束するまで繰返す。

2・2 感度解析 モデル変数修正量を決定する際に必要となる感度の計算法⁽⁷⁾について説明する。モデル変数を一般に d_k と表し、 d_k の初期値 d_{k0} と修正後の d_k の関係を修正率 γ_k を用いて次式のように表す。

$$d_k = d_{k0}(1 + \gamma_k) \quad \dots\dots\dots (7)$$

固有値 λ_j 、固有ベクトル N_j は γ_k の関数であるので、初期値まわりにテーラー展開すると次式となる。

$$\left. \begin{aligned} \lambda_j &= \lambda_{j0} + \lambda'_{j0}\gamma_k + \dots \\ N_j &= N_{j0} + N'_{j0}\gamma_k + \dots \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (8)$$

式(8)における λ'_j 、 N'_j はそれぞれ固有値、固有ベクトルの一次感度と呼ばれ、以下のようにして求める。固有方程式(6)を γ_k について偏微分し、左から N_j^T を乗じた式を整理し、式(6)全体を転置した関係を用いると、 N'_j を含む項が消去され、さらにその式を整理することにより、次式のように固有値の一次感度が求まる。

$$\lambda'_j = N_j^T (\bar{k}' - \lambda_j \bar{m}') N_j / \nu_j \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで、

$$\begin{aligned} \bar{m}' &= [T_c]^T [T_e]^T [M] [T_e] [T_c] \\ &\quad + [T_c]^T [T_e]^T [M] [T_e] [T_c] \\ &\quad + [T_c]^T [T_e]^T [M] [T_e] [T_c] \\ &\quad + [T_c]^T [T_e]^T [M] [T_e] [T_c] \\ &\quad + [T_c]^T [T_e]^T [M] [T_e] [T_c] \\ \bar{k}' &= [T_k]^T [K] [T_k] + [T_k]^T [K] [T_k] \\ &\quad + [T_k]^T [K] [T_k] \\ \nu_j &= N_j^T \bar{m} N_j \end{aligned}$$

ただし、 $[M]'$ 、 $[K]'$ 、 $[T_e]'$ 、 $[T_c]'$ 、 $[T_k]'$ はそれぞれ $[M]$ 、 $[K]$ 、 $[T_e]$ 、 $[T_c]$ 、 $[T_k]$ の各成分のうち、修正しようとするモデル変数 d_k に関する成分だけを γ_k で微分し、他の成分は零としたマトリックスとして簡単に求められる。

また、 N'_j については、固有方程式(6)を γ_k で偏微分した式を整理した、次の一次方程式を解くことにより求まる。

$$[Q_j] N'_j = R_j \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、

$$\begin{aligned} [Q_j] &= \bar{k} - \lambda_j \bar{m} \\ R_j &= (\lambda'_j \bar{m} + \lambda_j \bar{m}' - \bar{k}') N_j \end{aligned}$$

ただし、式(10)の左辺 $[Q_j]$ はこのままでは正則ではないので、既報⁽⁷⁾で述べたようにマトリックスのランクを一つ下げて N'_j を求める必要がある。

2・3 モデル変数の修正法 図1のようなモデルの振動試験において得られる情報は、汎用のセンサを用いると、センサを取付けた任意の位置、例えば剛体上の数点における並進変位成分だけからなる振動モード形および固有振動数と考えられる。そこで、2・2節までで扱ってきた回転成分を含む固有ベクトルおよび固有ベクトル感度に式(11)の座標変換を行い、測定位置に対応する振動モード形およびその感度に変換することにより、測定位置との整合性を図る。

$$\left. \begin{aligned} V_j &= [T_p] N_j \\ V'_j &= [T_p] N'_j \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ただし、 $[T_p]$ は式(4)中の $[T_k]$ と同形であり、ばね支持位置 L_i を測定位置 P_i に置き換えたものである。

また、固有振動数 f_j と固有値 λ_j の関係が $\lambda_j = (2\pi f_j)^2$ であることより、固有振動数感度 f'_j と固有値感度 λ'_j の関係は次式となる。

$$f'_j = \lambda'_j / (8\pi^2 f_j) \quad \dots\dots\dots (12)$$

今、初期モデルに対する固有値解析、感度解析によって、初期モデルの固有振動数 f_{j0} 、振動モード形 V_{j0} およびその感度 f'_{j0} 、 V'_{j0} が求まっており、さらに目標値として、 f_j^* 、 V_j^* が設定されたとする。そこで、式(11)、(12)および式(8)の関係から得られるモデル変数変更後の予測値 f_j 、 V_j が、目標値に接近するようにモデル

変数の修正量を決めてゆく。記号の統一化を図るために、予測値をまとめて δ 、初期値を δ_0 、目標値を δ^* 、モデル変数の修正率を Γ 、さらに感度をまとめて $[S]$ とする。

ここで、テラー展開において、二次以上の高次の感度を無視すると、モデル変数変更後の予測値は、

$$\delta = \delta_0 + [S]\Gamma \cdots \cdots (13)$$

と表されるので、次式で定義する予測値 δ と目標値 δ^* の偏差の二乗和 E

$$E = (\delta^* - \delta)^T [W] (\delta^* - \delta) \cdots \cdots (14)$$

が、最小になるように Γ の成分 γ_k を決める。ここで、 $[W]$ は目標の重要度を定める対角マトリックスである。式(13)を式(14)に代入し、 E を Γ の成分 γ_k で偏微分して得られた式を零とおくことにより、次の連立方程式が導かれる。

$$([S]^T [W] [S]) \Gamma = [S]^T [W] (\delta^* - \delta_0) \cdots \cdots (15)$$

上式を解くことにより、 γ_k を求めることができるが、 $[S]$ の成分が一次感度よりなるマトリックスであるため、式(15)で得られた γ_k が大きい場合には予測誤差が大きくなり、最良なモデルとは言えない。そこで、 γ_k の大きさを制限した、小さな修正を積み重ねた繰返し計算により、最良なモデル変数を求める必要がある。

3. 手法の妥当性の確認

提示した手法の妥当性を検討するために、図2に示す実際の剛体モデルについて同定計算を行う。このモデルは形状が簡単であり、質量分布も均一であるため、重心位置、慣性主軸をあらかじめ算定できる。そこで、実際に測定されたデータを用いた同定結果と、図面形状から算定した数値とを比較することにより検討を行う。同定データの測定は、図2に示すように実際の慣性主軸とわざとずらした座標系O-XYZを設定し、その座標系に対して点A、BをX方向、Y方向、Z方向に打撃したときの点aのX方向、Y方向、Z方向の応答をそれぞれFFTアナライザに導き、伝達関数を求める。得られた伝達関数から一次から六次までの固有振動数 $f_j (j=1, \dots, 6)$ を読取る。次に振動モード形 V_j は、点a、b、c、dのX、Y、Z方向にそれぞれセンサを取付け、各モードごとに基準となる位置に対する振幅比、位相差を読取ることにより求めた。また、同定計算の目標値としては、一次から六次までの固有振動数、および点aのX、Y、Z成分、点bのY、Z成分、点dのZ成分から成る振動モード形の計42個のデータを採用した。これは、前報⁽⁵⁾の考察により、どれか一つの自由度に関する成分がまったくない場合に

は、正確な同定が不可能であり、振動モード形に関しては剛体の運動を一義的に決めるためには最低6個の独立な成分が必要であるためである。そこで、モデルの絶対的スケールを拘束するために既知とした質量 M を除いた残りの主慣性モーメント J_x, J_y, J_z 、オイラー角 ϕ, θ, ψ 、重心位置 G_x, G_y, G_z 、ばね定数 k_x, k_y, k_z の計12個のモデル変数を同定する。ただし、図2のモデルでは4個の弾性体に形状も材質も等しいものを使用したので、4個の弾性体のばね定数はすべて等しいと仮定している。なお、支持位置は各弾性体の取付位置の中心座標値を用いた。

このようにして得られた図2のモデルのモデル変数と図面から算出した既知のモデル定数の比較を表1に示す。表1において、重心、慣性主軸等が精度よく推定されていることがわかる。なお、ここでは実測データを目録としたが、数値実験的に、固有値解析により得られた値を目録とした検討例では、同定されたモデル変数は、固有値解析に用いたモデル定数と全く一致した。

表1 同定モデル変数とモデル定数の比較

Model parameter	Initial value	Final value	Exact value
M kg	50.5	—	—
$J_x \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	0.300	0.635	0.641
$J_y \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	0.400	0.851	0.844
$J_z \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	0.500	0.958	0.978
$\phi \text{ deg}$	5.00	27.15	30.00
$\theta \text{ deg}$	-5.00	-28.00	-27.45
$\psi \text{ deg}$	-5.00	-0.76	0.00
$G_x \text{ m}$	1.00×10^{-2}	2.24×10^{-2}	2.12×10^{-2}
$G_y \text{ m}$	1.00×10^{-2}	0.99×10^{-2}	1.22×10^{-2}
$G_z \text{ m}$	1.00×10^{-2}	7.40×10^{-2}	7.52×10^{-2}
$k_x \text{ N/m}$	5.00×10^4	8.92×10^4	—
$k_y \text{ N/m}$	5.00×10^4	8.92×10^4	—
$k_z \text{ N/m}$	5.00×10^5	5.76×10^5	—

図2 実験用剛体モデル

4. 実構造物への適用例

次に、図3に示す複雑な形状の構造物であるコンプレッサに対して、本手法を適用した。

4.1 モデル定数の同定 このような構造物の場合、同定されたモデル変数が妥当であるかどうかの判断が困難である。そこで、ここでは、ばね定数の異なる弾性体で支持した2種類のモデルA、モデルBに対して、モデル変数の同定を行い、その結果得られた両者のモデル変数を比較することによって妥当性の検討を行う。図3に示すように固定座標系を設定し、3章と同様な目標を設定した。固有振動数、振動モード形の測定では、3章と同様に多点加振、多点測定を行ったが、そのうちの一例として、点AをY方向に加振した場合の点aのY方向の応答の伝達関数を図4に示す。図4において、実線がモデルA、破線がモデルBである。同定の結果得られたモデル変数を表2に示すが、モデルAとモデルBの違いは、ばね定数が異なるだけで他はほぼ近い値となっている。また、表3に測定の結果得られた固有振動数と同定されたモデルの固有振動数の比較を示すが、各モードとも誤差が小さいことがわかる。したがって、本手法を用いることにより、このモデルのモデル定数は精度よく同定できたと考えられる。

4.2 防振支持設計への適用 次に、図3のコンプレッサのモデルAに対して防振支持設計の改善を試みる。

今、コンプレッサが発生する基本加振振動数を20 Hzとする。この場合、表2のモデルAに示した弾性体で支持した場合には、表3のモデルAの固有振動数(表4の左から2列めに再録)を眺めてわかるよう

図3 コンプレッサの外観

に、四次の固有振動数が、20 Hzの2倍成分である40 Hzに非常に近いため、四次モードで共振する可能性が高く、設計改善の必要がある。しかし、弾性体を軟らかくし、全体の固有振動数を下げて共振回避を行うと、三次が20 Hzに近づく恐れがあるため、ここでは五次、六次は下げずに、三次、四次を少し下げて、40 Hzの加振成分を固有振動数の谷間に持ってくることを考える。そのような目標として、表4の左から3列めの値を設定した。モデル変数としては、変更が容易なばね定数、支持位置を変更することを考えるが、今、目

表2 同定されたモデル変数

Model parameter	Model A	Model B
M kg	37.9	37.9
J_{ξ} kg·m ²	2.122	1.973
J_{η} kg·m ²	1.528	1.491
J_{ζ} kg·m ²	0.596	0.623
Φ deg	80.91	77.92
Θ deg	2.17	2.38
Ψ deg	-73.52	-70.61
G _x m	-2.42X10 ⁻³	-2.66X10 ⁻³
G _y m	5.95X10 ⁻³	5.25X10 ⁻³
G _z m	1.99X10 ⁻¹	2.01X10 ⁻¹
k _x N/m	1.22X10 ⁵	8.66X10 ⁴
k _y N/m	1.22X10 ⁵	8.67X10 ⁴
k _z N/m	7.07X10 ⁵	5.29X10 ⁵

表3 測定された固有振動数と同定された固有振動数の比較

Mode number	Model A		Model B	
	Measured value	Identified value	Measured value	Identified value
1st	15.50	15.64	13.25	13.28
2nd	15.75	15.74	13.50	13.36
3rd	37.50	37.57	31.00	30.99
4th	39.25	39.30	35.00	34.90
5th	43.50	43.54	37.75	37.66
6th	46.00	45.95	40.00	39.99

図4 伝達関数

(打撃：点AのY方向、応答：点aのY方向)

表 4 初期モデルと修正モデルの固有振動数の比較
(Hz)

Mode number	Initial model	Object model	Modified model	Measured value
1st	15.64	—	14.52	14.50
2nd	15.74	—	15.72	15.75
3rd	37.57	34.00	33.99	34.00
4th	39.30	35.00	35.34	35.25
5th	43.54	45.00	44.44	44.50
6th	45.95	46.00	46.50	46.25

表 5 初期モデルと修正モデルのモデル定数の比較

Model parameter	Initial model	Modified model
L_{bx} m	-0.1850	-0.1629
L_{by} m	0.1850	0.0773
L_{dx} m	0.1850	0.1977
L_{dy} m	-0.1850	-0.1756

標として設定したのは4個の固有振動数だけである。そこで、図3の4個の弾性体のばね定数および支持位置の固有振動数感度を眺めて、効果的と思われる、点b, dの弾性体の支持位置のX成分 L_{bx} , L_{dx} , Y成分 L_{by} , L_{dy} の計4個をモデル変数として選定した。(残りの既知のモデル定数は表2のモデルAの値そのままである)。その結果得られたモデル変数を表5に、修正された設計改善後の計算モデルの固有振動数と、実際に改善を行ったモデルの実測から得られた固有振動数を表4の左から4列め、5列めに示す。また、図5に元のモデルと改善後のモデルの伝達関数の比較例を示すが、各モードは矢印のように変化している。

表4において、設計改善後の状態は、目標とする固有振動数に近く、実測データとも良く合っていることから、修正されたモデル定数の妥当性が立証できる。したがって、本手法は防振支持設計において、共振回避を目標としたモデルの設計変更あるいは最適化への

図 5 初期モデルと修正モデルの伝達関数の比較
(打撃: 点AのY方向, 応答: 点aのY方向)

適用が可能と思われる。

5. 結 言

防振支持設計において、剛体の慣性主軸、重心位置等を知ることは重要である。そこで、本報では重心位置、慣性モーメントはもちろん、オイラー角を導入することにより、慣性主軸方向を直接物理定数の形で同定する手法を提示した。

そして、2種類の供試体を対象に実測データから慣性主軸、重心位置等を同定し、精度を比較検討することによって、本手法の妥当性を示した。

また、本手法を防振支持設計に適用することを試み、設計改善に応用可能なことを確認した。

文 献

- (1) 防振ゴム研究会編, 防振ゴム, (昭50), 90, 日本鉄道車両工業会.
- (2) 大久保・古川, 精密工学会誌, 52-5 (昭61), 542.
- (3) 長松, モード解析, (昭60), 178.
- (4) Butsuen, T., Ookuma M, and Nagamatsu, A., SAE Tech. Paper, 860551 (1986).
- (5) 鞍谷・藤川・沖田, 機論, 53-487, C (昭62), 542.
- (6) 谷口編, 振動工学ハンドブック, (昭56), 51, 養賢堂.
- (7) 藤川・鞍谷・ほか2名, 機論, 52-476, C (昭61), 1224.